

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Nové řešení ohýbačky kolejnic

New design of a rails bender

Student:

Patrik Vítek

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Patrik Sniehotta, PhD.

Ostrava 2016

Zadání bakalářské práce

Student: **Patrik Vítek**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Nové řešení ohýbačky kolejnic**
New Design of a Rail Bender
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Cílem práce je návrh zařízení k ohýbání kolejnic do oblouků důlních a povrchových tratí.

Kritéria:

- pracovní kapalina hydraulický olej, zdrojem tlakového média ruční hydraulický agregát nebo hydraulický agregát na jiný druh pohonu,
- ohýbacím prvkem je lineární dvojčinný hydromotor dimenzovaný na maximální pracovní tlak 75 MPa,
- max. pracovní tlak hydraulického agregátu nesmí přesáhnout max. pracovní tlak ohýbačky kolejnic,
- velmi namáhané součásti ohýbačky budou navrženy z legované zušlechtěné oceli,
- tažné třmeny budou vyměnitelné pro různé typy širokopatních kolejnic, tj. S 49, R 65, UIC 60, T, A, Xa a jiných profilů (např. I, U, atp.),
- celkovou hmotnost ohýbačky kolejnic navrhnout tak, aby byla zachována manipulace dvěma pracovníky (max. 80 kg).

Cíle práce:

- konstrukční návrh zařízení pro ohýbání kolejnic
- provést výpočet potřebné síly pro ohýbání
- kontrolní pevnostní výpočet funkčních částí mechanismu
- vytvoření sestavného + vybraných výrobních výkresů mechanismu

Seznam doporučené odborné literatury:

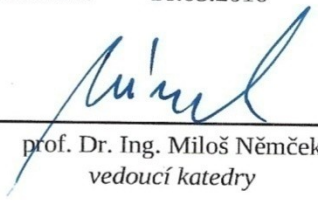
- BOLEK, Alfréd; Josef KOCHMAN. *Části strojů*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990, 707 s. ISBN 80-03-00426-8.
- DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů*. Ostrava: Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
- KOPÁČEK, Jaroslav. *Pneumatické mechanismy*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005, 88 s. ISBN 80-248-0880-3.
- KŘÍŽ, Rudolf; Pavel VÁVRA. *Strojírenská příručka: 24 oddílů v osmi svazcích*. Vyd. 1. Praha: Scientia, 1994, 254 s. ISBN 80-85827-58-1.
- LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 5. upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011, 927 s. ISBN 978-80-7361-081-4.
- MORAVEC, Vladimír; Jiří HAVLÍK. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005, 64 s. ISBN 80-248-0878-1.
- Firemní katalogy*

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Patrik Sniehotta, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola Báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě tuto bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a o doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Patrik Vítek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Nádražní 406, 747 27 Koberžice

PODĚKOVÁNÍ

Poděkování patří mému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Patrikovi Sniehoffovi, PhD. za cenné rady a odbornou pomoc v celém průběhu zpracování.

V Ostravě 16. května 2016

.....

podpis studenta

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

VÍTEK, P. *Nové řešení ohýbačky kolejnic: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2016, 46s, Vedoucí práce: Sniehotta P.

Bakalářská práce se zabývá návrhem nového řešení ohýbačky kolejnic pro širokopatní kolejnice typu S 49, R 65, UIC 60, T, A, Xa a jiných profilů. První část práce je věnována tvarům a materiálům kolejnic, dále následuje přehled stávajících řešení ohýbaček kolejnic. Na začátku výpočtů je výpočet potřebné síly k ohnutí kolejnic. Poté je navrženo vlastní konstrukční řešení ohýbačky kolejnic. Následujícím krokem jsou kontrolní pevnostní výpočty částí mechanismu. Výsledkem práce je konstrukční návrh zařízení k ohýbání kolejnic do oblouků důlních a povrchových tratí včetně vybrané výkresové dokumentace.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

VÍTEK, P. *New design of a rails bender*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2016, 46p., the thesis director: Sniehotta P.

The bachelor thesis deals with new solutions for rail bender rails type S 49, R 65, UIC 60, T, A, X, and other profiles. The first part is devoted to the shapes and materials of the rails, followed by an overview of existing solutions benders rails. At the beginning of the calculations is to calculate the necessary force to bend the rails. It is then proposed their own design solutions bender rails. The next step is checking the strength calculations for parts of the mechanism. The result of this work is the structural design of the device for bending rails in bends underground and surface tracks, including the selected drawings.

Obsah

	strana
Seznam použitých značek a symbolů	9
0. Úvod	11
1. Kolejnice.....	12
1.1 Tvar kolejnic.....	12
1.2 Materiál kolejnic.....	14
2. Ohýbačky kolejnic	15
2.1 Vertikální ohýbačky	15
2.2 Horizontální ohýbačky	16
2.2.1 Ohýbačka se dvěma hydraulickými válci.....	16
2.2.2 Ohýbačky s pohybovým šroubem	17
2.2.3 Ohýbačka typu Jack.....	18
2.2.4 Ohýbačka s jedním hydraulickým válcem	18
3. Popis konstrukčního řešení	19
4. Výpočet ohýbací síly	20
5. Návrh částí mechanismu.....	22
5.1 Spojovací vidlice	24
5.2 Táhlá	25
5.3 Střední vzpěra.....	26
5.4 Základna pístu	28
5.5 Tažné třmeny	29
6. Návrh čepů.....	32
6.1 Výpočet čepu A	32
6.2 Výpočet čepu B	35
6.3 Výpočet čepu C	41
7. Závěr	43
8. Literatura.....	44
9. Přílohy.....	46

Seznam použitých značek a symbolů

B	šířka	[mm]
E	modul pružnosti v tahu	[MPa]
F_o	ohýbací síla pístu	[N]
F_{tah}	tahová síla	[N]
F_{vz}	vzpěrná síla	[N]
H	výška vzpěry	[mm]
J_{min}	minimální kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
J_x	kvadratický moment průřezu v ose X	[mm ⁴]
J_y	kvadratický moment průřezu v ose Y	[mm ⁴]
L	délka ohýbané kolejnice	[mm]
L_{vz}	délka vzpěry	[mm]
M_o	ohybový moment	[Nm]
M_{oi}	ohybové momenty čepů	[Nm]
Re	mez kluzu	[MPa]
Rm	mez pevnosti	[MPa]
S	plocha průřezu vzpěry	[mm ²]
S_i	plochy průřezu vidlice a táhla	[mm ²]
W_o	modul průřezu v ohybu	[mm ³]
W_{oi}	modul průřezu v ohybu čepů	[mm ³]
a, c	materiálové konstanty	[MPa]
b	šířka	[mm]
d_{Ci}	průměr čepů	[mm]
h	šířka	[mm]
i	kvadratický poloměr průřezu	[mm]
k, k_s	statická bezpečnost	[-]
k_{R65}	bezpečnost tažného třmenu R65	[-]
k_t	tahová bezpečnost	[-]
k_{TET}	vzpěrná bezpečnost	[-]
k_{ZAK}	výsledná bezpečnost základny	[-]
l_{Ci}	délka čepů	[mm]
l_i	šířka	[mm]
l_{vz}	šířka vzpěry	[mm]

n	bezpečnost pro ohnutí	[-]
p_i	měrné tlaky	[MPa]
p_{Di}	dovolené tlaky	[MPa]
α	úhel	[°]
λ	štíhlost vzpěry	[-]
λ_M	mezní štíhlost vzpěry	[-]
σ_{DOV}	dovolené napětí	[MPa]
σ_{DT}	tlakové napětí ve vzpěře	[MPa]
σ_{Dt}	dovolené tahové napětí	[MPa]
σ_{KR}	kritické napětí při zhroucení prutu	[MPa]
σ_o	ohybové napětí	[MPa]
σ_{R65}	maximální napětí třmenu R65	[MPa]
σ_{ti}	tahové napětí	[MPa]
σ_{ZAK}	napětí základny	[MPa]
τ_i	smykové napětí	[MPa]
τ_{Di}	dovolené smykové napětí	[MPa]

0. Úvod

Ohýbačky kolejnic slouží k ohybu nebo rovnání kolejnic do požadovaného rádiusu. Ohýbačky mohou být jak horizontální tak i vertikální. Pohon závisí na konstrukci zařízení. Nejčastější pohon je pomocí hydraulického válce. Dále také šroubovým mechanismem, ale mohou být i jiné pohony.

Tuto bakalářskou práci zadala firma Koexpro Ostrava, a.s. Práce se zabývá konstrukčním návrhem ohýbačky pro více typů kolejnic. Toho lze dosáhnout díky vyměnitelným tažným třmenům. Každý třmen je konstruován na určitý typ a profil kolejnice. Díky spojení součástí pomocí čepů s pojistnými závlačkami je výměna jednotlivých třmenů jednoduchá a rychlá. Pohonnou jednotku tvoří lineární dvojčinný hydraulický válec. Dle zadání je vytvořena výkresová dokumentace daného zařízení.

Cíle bakalářské práce:

- konstrukční návrh zařízení pro ohýbání kolejnic
- provést výpočet potřebné síly pro ohýbání
- kontrolní pevnostní výpočet funkčních částí mechanismu
- vytvoření sestavného + vybraných výrobních výkresů mechanismu

Po konzultaci s firmou Koexpro se dohodlo, že celková váha zařízení s ohledem na nároky ohýbací síly a její rozměry se může pohybovat v rozmezí 80 - 100 kg. Předpokládá se, že manipulaci se zařízením bude provádět dvoučlenná obsluha.

1. Kolejnice

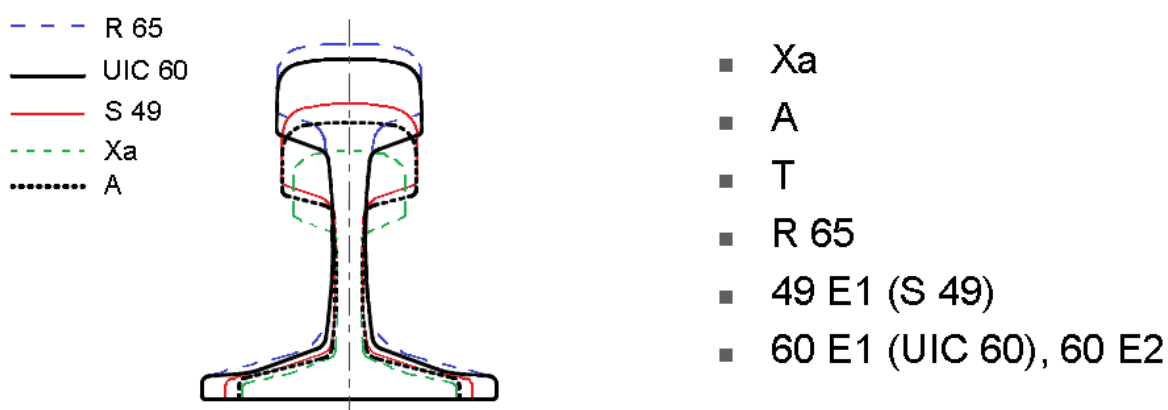
První informace o použití kolejnic jsou z 18. století při stavbě důlních tratí. Konstrukce byla jednoduchá a dřevěná. Současné kolejnice patří k základním částem železničního svršku. Jsou pružně upevněny k pražcům. Přenášejí kolové síly a absorbují rozjezdové či brzdě síly. Kolejnice také přenáší při průjezdu obloukem vodící sílu.

1.1 Tvar kolejnic

Tvar kolejnice je určen svými rozměrovými parametry. Nejběžnější železniční kolejí je širokopatní kolejnice. Tramvajové tratě většinou užívají stojinové žlábkové a blokové kolejnice. Výhybkové konstrukce používají tvary jazykové nebo srdcovkové. Pevné jízdní dráhy využívají blokové kolejnice, jeřábové dráhy speciální jeřábové kolejnice.

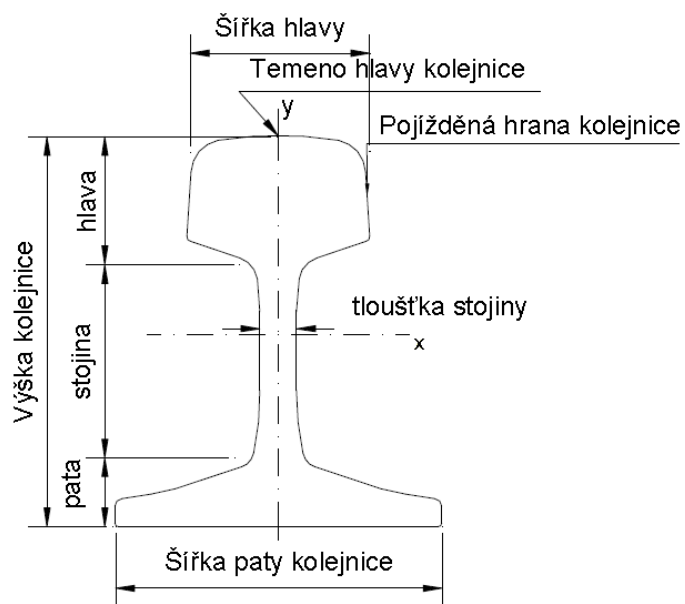


Obr. 1.1 – Tvary kolejnic [12]



Obr. 1.2 – Nejpoužívanější tvary širokopatních kolejnic [12]

Základní částí je hlava, stojina a pata kolejnice. Na obr. 1.3 jsou znázorněny všechny části širokopatní (tzv. Vignolovy) symetrické kolejnice.



Obr. 1.3 – Části kolejnice [12]

Tab. 1.1 – Rozměry kolejnic s modulem průřezu [15]

Tvar	Výška kolejnice	Šířka paty	Šířka hlavy	Tloušťka stojny	Výška hlavy	Výška paty	W_{Oy}
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[cm ³]
UIC 60	172	150	74,3	16,5	51	31,5	68,3
S 49	149	125	70	14	51,5	27,5	51
R 65	180	150	75	18	44,9	30	75,8
T	150	128	68	15	50,5	27,5	52
A	140	112	68	14	45	24	46
Xa	125	110	58	12	44	25	31,7

1.2 Materiál kolejnic

Základním materiálem je kolejnicová ocel. Výrobou kolejnic se zabývají české i evropské normy. Např. norma ČSN EN 13674-1, která předepisuje třídy oceli, výrobu, složení a zkoušky [6]. Běžnou kolejnicovou ocelí pro koridory je ocel jakosti 900 A – nové označení R260. Srovnatelnou ocelí této jakosti je ocel 95 ČSD – Vk, která ovšem má menší toleranční rozpětí rozhodujících prvků. Legované nebo tepelně zpracované kolejnice, které mají vysokou odolnost proti otěru, se využívají pouze v případech extrémního zatížení.

Tab. 1.2 – Chemické složení a mechanické vlastnosti kolejnicových ocelí [7]

Třída oceli		Hmotnostní podíly v %										10 ⁻⁴ % (ppm) max.		Pevnost v tahu R _m min. MPa	Tažnost A min. %	Tvrдость v ose pořížděné plochy ^c HBW
Název	Vzorek	C	Si	Mn	P max.	S max.	Cr	Al max.	V max.	N max.	O ^a	H ^b				
R200	tekutý tuhý	0,40 až 0,60 0,38 až 0,62	0,15 až 0,58 0,13 až 0,60	0,70 až 1,20 0,65 až 1,25	0,035 0,040	0,035 0,040	≤ 0,15 ≤ 0,15	0,004 0,004	0,030 0,030	0,009 0,010	20 20	3,0 3,0	680	14	200 až 240	
R220	tekutý tuhý	0,50 až 0,60 0,48 až 0,62	0,20 až 0,60 0,18 až 0,62	1,00 až 1,25 0,95 až 1,30	0,025 0,030	0,025 0,030	≤ 0,15 ≤ 0,15	0,004 0,004	0,030 0,030	0,009 0,010	20 20	3,0 3,0	770	12	220 až 260	
R260	tekutý tuhý	0,62 až 0,80 0,60 až 0,82	0,15 až 0,58 0,13 až 0,60	0,70 až 1,20 0,65 až 1,25	0,025 0,030	0,025 0,030	≤ 0,15 ≤ 0,15	0,004 0,004	0,030 0,030	0,009 0,010	20 20	2,5 2,5	880	10	260 až 300	
R260Mn	tekutý tuhý	0,55 až 0,75 0,53 až 0,77	0,15 až 0,60 0,13 až 0,62	1,30 až 1,70 1,25 až 1,75	0,025 0,030	0,025 0,030	≤ 0,15 ≤ 0,15	0,004 0,004	0,030 0,030	0,009 0,010	20 20	2,5 2,5	880	10	260 až 300	
R320Cr	tekutý tuhý	0,60 až 0,80 0,58 až 0,82	0,50 až 1,10 0,48 až 1,12	0,80 až 1,20 0,75 až 1,25	0,020 0,025	0,025 0,030	0,80 až 1,20 0,75 až 1,25	0,004 0,004	0,18 0,20	0,009 0,010	20 20	2,5 2,5	1 080	9	320 až 360	
R350HT	tekutý tuhý	0,72 až 0,80 0,70 až 0,82	0,15 až 0,58 0,13 až 0,60	0,70 až 1,20 0,65 až 1,25	0,020 0,025	0,025 0,030	≤ 0,15 ≤ 0,15	0,004 0,004	0,030 0,030	0,009 0,010	20 20	2,5 2,5	1 175	9	350 až 390	
R350LHT	tekutý tuhý	0,72 až 0,80 0,70 až 0,82	0,15 až 0,58 0,13 až 0,60	0,70 až 1,20 0,65 až 1,25	0,020 0,025	0,025 0,030	≤ 0,30 ≤ 0,30	0,004 0,004	0,030 0,030	0,009 0,010	20 20	2,5 2,5	1 175	9	350 až 390	
R370CrHT	tekutý tuhý	0,70 až 0,82 0,68 až 0,84	0,40 až 1,00 0,38 až 1,02	0,7 až 1,10 0,65 až 1,15	0,020 0,025	0,020 0,025	0,40 až 0,60 0,35 až 0,65	0,004 0,004	0,030 0,030	0,009 0,010	20 20	1,5 1,5	1 280	9	370 až 410	
R400HT	tekutý tuhý	0,90 až 1,05 0,88 až 1,07	0,20 až 0,60 0,18 až 0,62	1,00 až 1,30 0,95 až 1,35	0,020 0,025	0,020 0,025	≤ 0,30 ≤ 0,30	0,004 0,004	0,030 0,030	0,009 0,010	20 20	1,5 1,5	1 280	9	400 až 440	

Kolejnice se vyrábějí z devíti tříd oceli (viz tab. 1.2). Důlní a povrchové tratě používají nejběžněji ocel třídy R260, která má min. pevnost v tahu $R_m = 880 \text{ MPa}$ s tažností oceli $A \text{ min. } 10\%$ a tvrdostí v ose pojížděné plochy 260 až 300 HBW. Odhaduji mez kluzu v tahu $Re = R_m \cdot 0,8 \cong 700 \text{ MPa}$. Tuto ocel budu zohledňovat při konstrukčním návrhu ohýbačky kolejnic.

2. Ohýbačky kolejnic

Ohýbačky kolejnic jsou zařízení, která ohýbají kolejnice různých profilů do požadovaných rádiusů. Typy ohýbaných profilů jsou určeny konstrukcí daného zařízení. Ohýbačky se dělí na horizontální a vertikální. Další dělení je dle konstrukce a zdroje pohonu. Ohyb může být zajištěn pomocí hydraulického válce nebo pohybovým šroubem.

2.1 Vertikální ohýbačky

Vertikální ohýbačky se nejčastěji používají pro rovnání svařovaných spojů kolejnic. Zdrojem pohonu je hydraulický agregát s maximální pracovní silou 400 kN až 1000 kN. Manipulaci se zařízením provádí čtyři pracovníci.



Obr. 2.1 – Vertikální ohýbačka kolejnic [11]

2.2 Horizontální ohýbačky

Tento typ se používá k ohybu nebo rovnání kolejnic v horizontální poloze. Jsou to nejvyužívanější ohýbačky s více druhy pohonu.

2.2.1 Ohýbačka se dvěma hydraulickými válci

Konstrukce z velmi pevné oceli svařované do tvaru trojúhelníku. Na každé straně jsou hydraulické válce na kterých jsou umístěny šablony dle tvaru kolejnice. Na vrcholku trojúhelníku je umístěna třetí šablona určující přesné místo ohýbání nebo rovnání kolejnice. Zařízení se musí podložit vždy tak, aby kolej byla v ose se všemi šablonami. Použitím dvou hydraulických válců dosahuje ohýbačka velké ohybové síly.



Obr. 2.2 – Ohýbačka kolejnic se dvěma hydraulickými válci [9]

2.2.2 Ohýbačky s pohybovým šroubem

Tyto zařízení využívají k pohonu pohybový šroub, který určuje ohybovou sílu. Konstrukce se příliš neliší od ohýbačky s hydraulickým válcem a dvěma rameny.



Obr. 2.3 – Ohýbačka se dvěma pohybovými šrouby [10]



Obr. 2.4 – Ohýbačka s jedním pohybovým šroubem [8]

2.2.3 Ohýbačka typu Jack

Konstrukce jednoho hydraulického pístu s jedním pevným ramenem z obr. 2.5 se používá k ohýbání většiny kolejnic.



Obr. 2.5 – Ohýbačka kolejnic typu Jack [16]

2.2.4 Ohýbačka s jedním hydraulickým válcem

Na obr. 2.6 je znázorněna konstrukce s jedním hydraulickým válcem, dvěma pevnými rameny a příslušenstvím. Zařízení ohýbá pouze kolejnice tvaru tažných ramen.

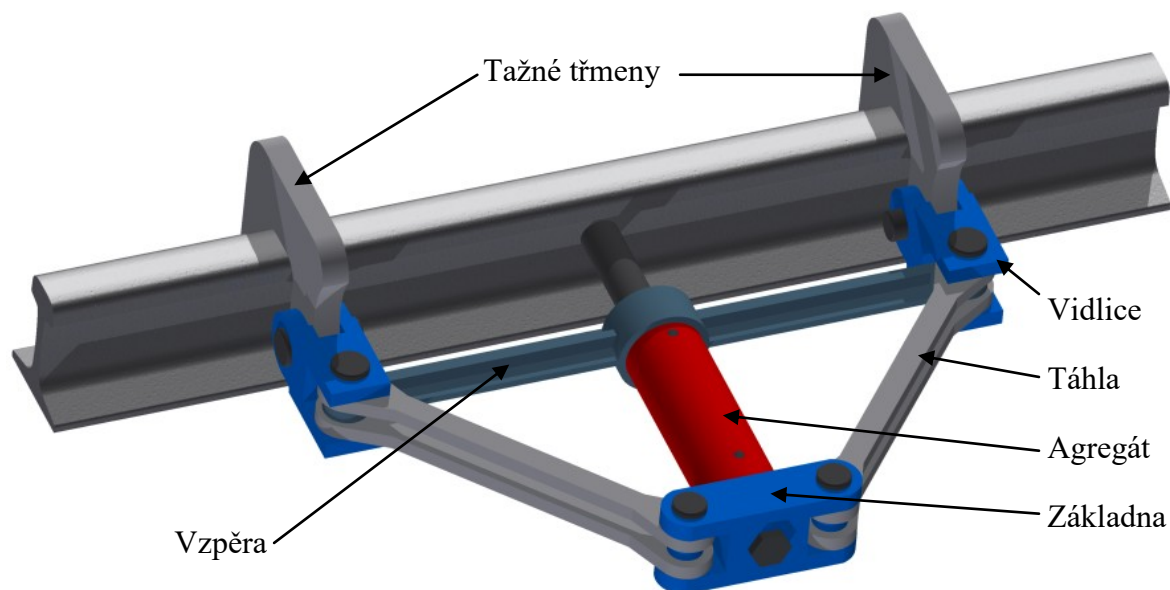
Tato bakalářská práce se zabývá tímto typem ohýbačky. Rozdílná je konstrukce, která je navržena rozebíratelná spojená pomocí čepů. Díky této konstrukci jsou tažné třmeny výměnné. Mezi rameny držící kolejnici tlačí hydraulický píst, který ji ohýbá.



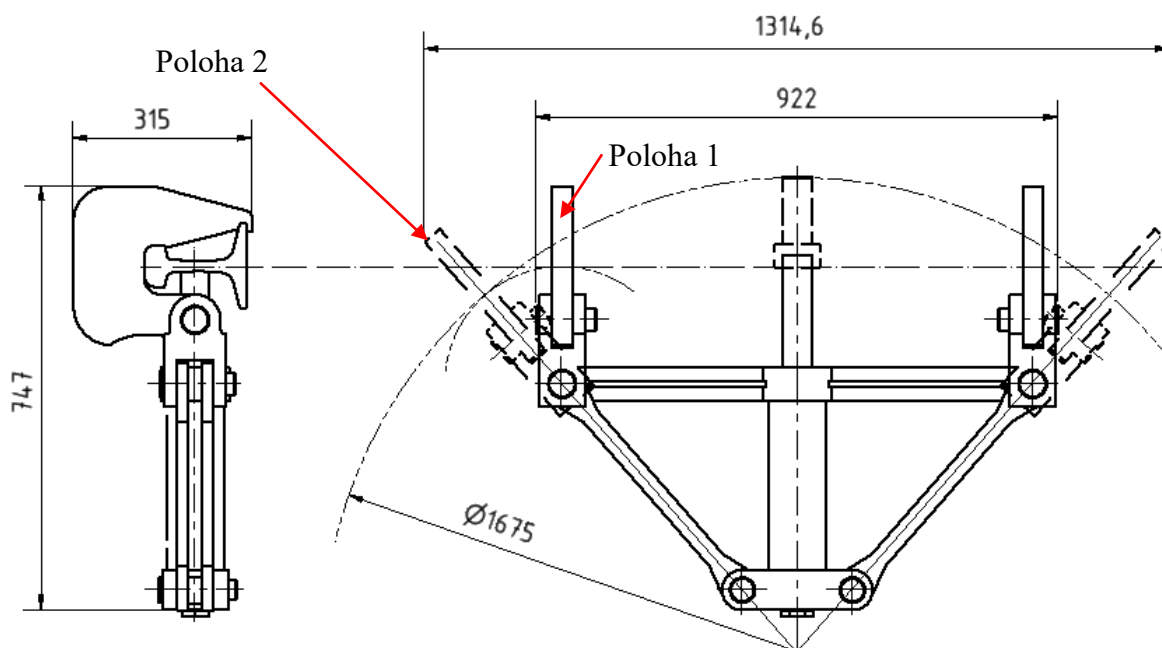
Obr. 2.6 – Ohýbačka s jedním hydraulickým válcem [13]

3. Popis konstrukčního řešení

Ohýbačka kolejnic je znázorněna na obr. 3.1. K hlavním částem patří hydromotor (viz kap. 4), další části jako spojovací vidlice, táhla, střední vzpěra, základna pístu, výměnné tažné třmeny jsou popsány v kap. 5. Spojovací čepy jsou navrženy v kap. 6. K prodloužení délky pístnice agregátu během ohýbání se používají kloboučky dle daného průměru pístnice. Během ohýbání se třmeny natáčejí, proto stykové plochy mezi kolejnicí a třmenem musí být mazány tukem.



Obr. 3.1 – Konstrukční řešení

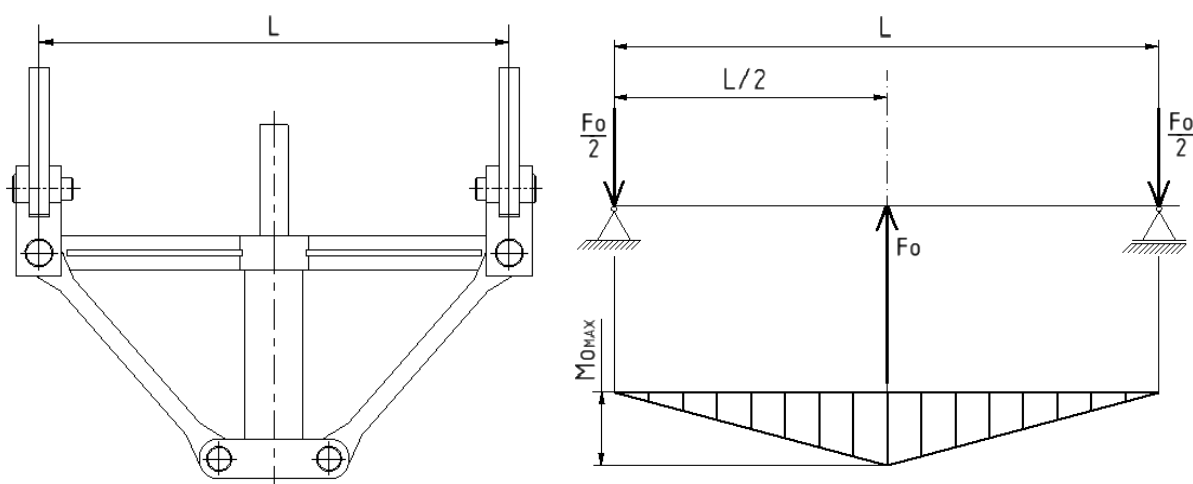


Obr. 3.2 – Rozměry zařízení

4. Výpočet ohýbací síly

Ohýbacím prvkem zařízení je lineární dvojčinný hydromotor ležící ve středu konstrukce. Na krajích umístěné tažné třmeny zabraňují kolejnici posuv od ohýbačky. Vysouvající se píst agregátu mezi třmeny ohýbá kolejnici do požadovaného oblouku.

F_o	– ohýbací síla
$Re = 700 \text{ [MPa]}$	– mez kluzu kolejnice
$W_o = 75,8 \text{ [cm}^3\text{]}$	– největší modul průřezu kolejnice z tab. 1.1
$L = 830 \text{ [mm]}$	– délka ohýbané kolejnice



Obr. 4.1 – Schéma ohýbání kolejnice

Stanovení ohýbací síly F_o' :

Podmínka:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \geq \sigma_{DOV} \quad (4.1)$$

V této podmínce se otáčí symbol větší nebo rovno, protože se má kolejnice ohnout, nikoliv aby odolala ohýbací síle.

$$\frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_o'}{2} \cdot \frac{L}{2}}{W_o} \geq \sigma_{DOV} = Re \quad (4.2)$$

$$F_o' \geq \frac{Re \cdot W_o \cdot 4}{L} = \frac{700 \cdot 75,8 \cdot 10^3 \cdot 4}{830} = 255\,710,8 \text{ N} \quad (4.3)$$

Stanovení skutečné ohýbací síly F_o :

$$F_o = F_o' \cdot n = 255\,710,8 \cdot 1,15 = 294\,067,4\,N \quad (4.4)$$

Do vzorce (4.4) se zavádí statická bezpečnost $n = 1.15$, která zahrnuje homogenitu materiálu v celém objemu kolejnice, tření v čepech a vliv tlakových ztrát hydraulického agregátu.

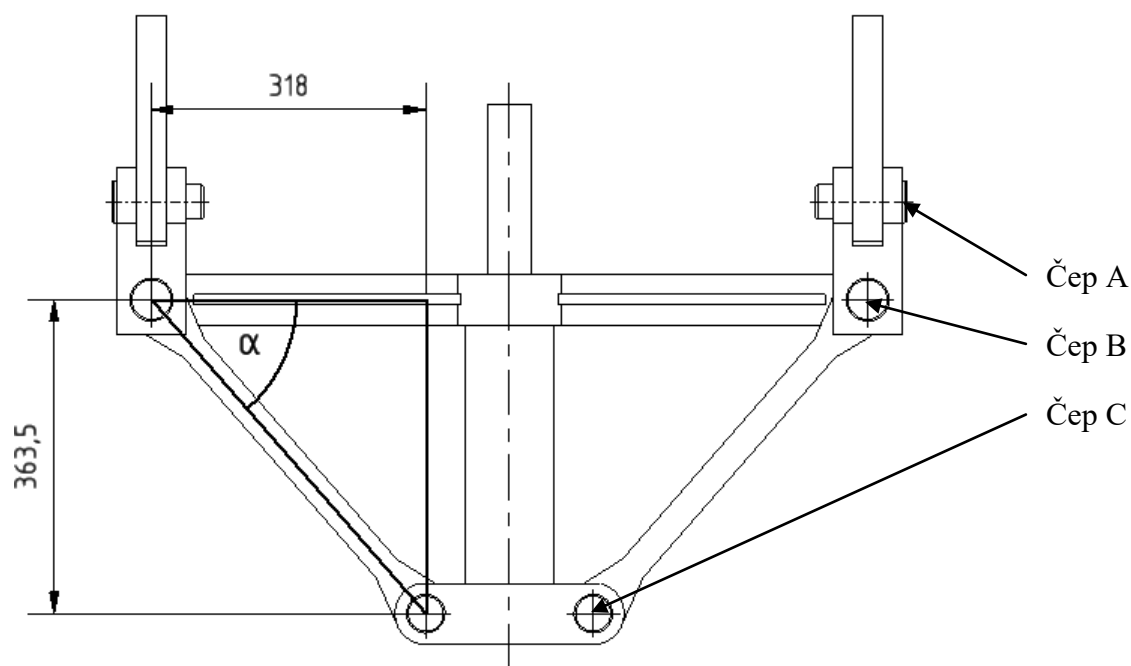
Pro ohýbací zařízení byl zvolen univerzální dvojčinný hydraulický válec YH-30/200 od firmy TECHLAN, který má tlačnou sílu v tlaku $F_o = 300\,kN$ (viz obr. 4.2).



Obr. 4.2 – Univerzální hydraulický válec [14]

5. Návrh částí mechanismu

Kapitola se zabývá návrhem a kontrolou částí ohýbacího mechanismu. Úvodní část se věnuje výpočtům potřebného úhlu α a sil, které jsou potřeba v dalších podkapitolách. Rozměry jsou dány konstrukcí zařízení.



Obr. 5.1 – Schéma výpočtu úhlu α

Výpočet úhlu α :

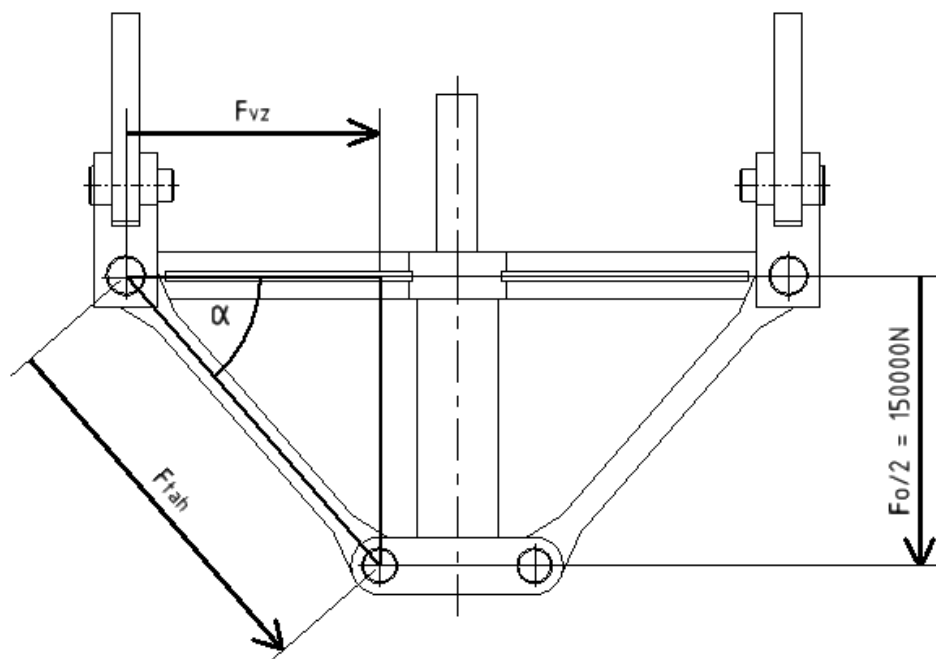
Výpočet vychází z pravoúhlého trojúhelníku, ze kterého jsou známy odvěsny z předběžného návrhu.

$$\tan \alpha = \frac{363,5}{318} \quad (5.1)$$

$$\alpha = 48,8^\circ \quad (5.2)$$

Výpočet sil F_{vz} a F_{tah}

Síly potřebné pro návrh a kontrolu částí mechanismu.



Obr. 5.2 – Schéma výpočtu sil

$$\tan \alpha = \frac{150\,000}{F_{vz}} \quad (5.3)$$

$$F_{vz} = \frac{150\,000}{\tan 48.8^\circ} = 131\,315,1\text{ N} \quad (5.4)$$

Se silou F_{vz} se dále počítá při návrhu vzpěry a čepu B.

$$\sin \alpha = \frac{150\,000}{F_{tah}} \quad (5.5)$$

$$F_{tah} = \frac{150\,000}{\sin 48.8^\circ} = 199\,358,1\text{ N} \quad (5.6)$$

Síla F_{tah} se dosazuje při kontrole vidlice, táhel a návrhu čepů.

5.1 Spojovací vidlice

Vidlice je nejvíce namáhána tahovou silou $F_{tah} = 199\,358,1\,N$ a to v poloze 2. Kritická místa jsou v oblasti uložení čepů. Materiál spojovací vidlice je ocel 11 523 s mezí kluzu $Re = 355\,MPa$ [3].

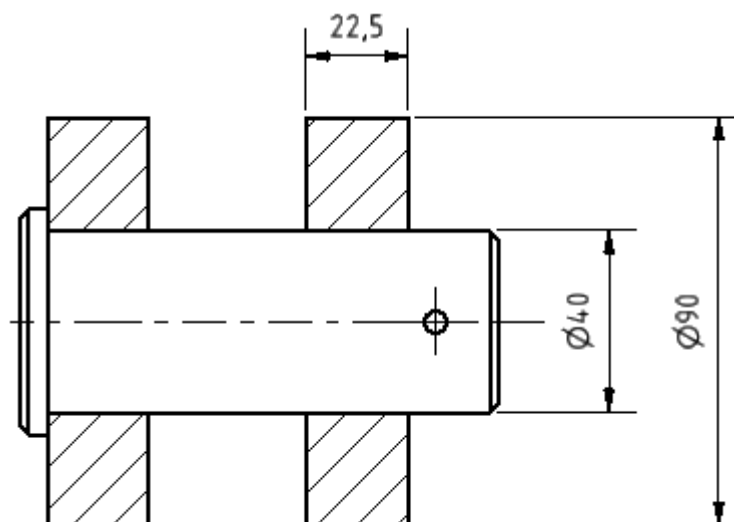
Předběžně navrhuji průměr čepů $d = 40\,mm$.

Výpočet dovoleného tahového napětí:

$$\sigma_{Dt} = \frac{Re}{k_t} = \frac{355}{2,5} = 142\,MPa \quad (5.7)$$

Kontrola spojovací vidlice v místě uložení čepu A

Rozměry kritického místa S_1 zatíženého v oblasti čepu A znázorňuje obr. 5.3.



Obr. 5.3 – Pohled na spojovací vidlici čep A

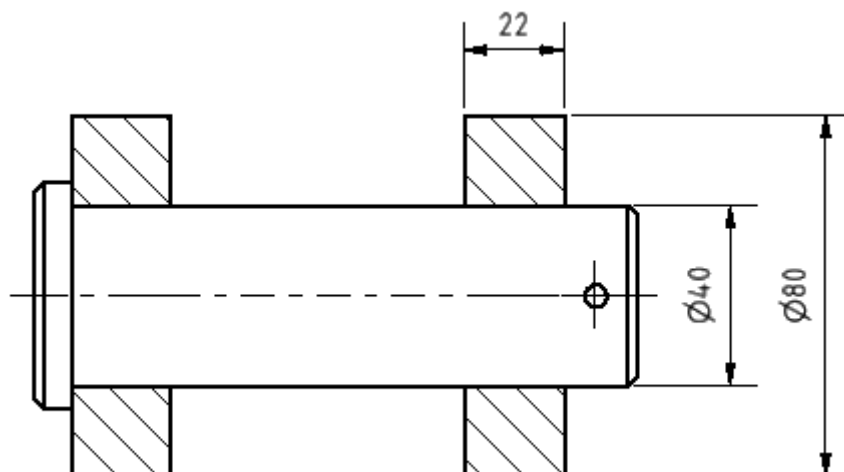
$$\sigma_{t1} \leq \sigma_{Dt} \quad (5.8)$$

$$\sigma_{t1} = \frac{F_{tah}}{S_1} = \frac{199\,358,1}{4 \cdot 22,5 \cdot \left(\frac{90 - 40}{2}\right)} = 88,6\,MPa < 142\,MPa \quad (5.9)$$

Kontrola vidlice v místě uložení čepu A **vyhovuje**.

Kontrola spojovací vidlice v místě uložení čepu B

Rozměry kritického místa S_2 zatíženého silou v oblasti čepu B znázorňuje obr. 5.4.



Obr. 5.4 – Pohled na spojovací vidlici čep B

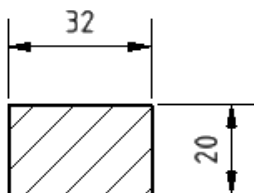
$$\sigma_{t2} \leq \sigma_{Dt} \quad (5.10)$$

$$\sigma_{t2} = \frac{F_{tah}}{S_2} = \frac{199\,358,1}{4 \cdot 22 \cdot \frac{80 - 40}{2}} = 113,3 \text{ MPa} < 142 \text{ MPa} \quad (5.11)$$

Kontrola vidlice v místě uložení čepu B **vyhovuje**.

5.2 Táhla

Táhla přenášejí sílu z vidlic na základnu. Každá strana zařízení se skládá ze dvou táhel. Síla je rovnoměrně rozložena, proto jednotlivá táhla jsou zatěžována silou $F_{tah}/2 = 99\,679,1 \text{ MPa}$. Materiál je ocel 12 061 s mezí kluzu $Re = 440 \text{ MPa}$ [3]. Na obr. 5.5 je znázorněno místo s nejslabším průřezem S_3 .



Obr. 5.5 – Nejslabší místo táhla

Výpočet dovoleného tahového napětí:

$$\sigma_{Dt-t} = \frac{Re}{k_t} = \frac{440}{2,5} = 176 \text{ MPa} \quad (5.12)$$

Kontrola nejslabšího místa táhla:

$$\sigma_{t3} \leq \sigma_{Dt-t} \quad (5.13)$$

$$\sigma_{t3} = \frac{\frac{F_{tah}}{2}}{S_3} = \frac{\frac{199\,358,1}{2}}{32 \cdot 20} = 155,7 \text{ MPa} < 176 \text{ MPa} \quad (5.14)$$

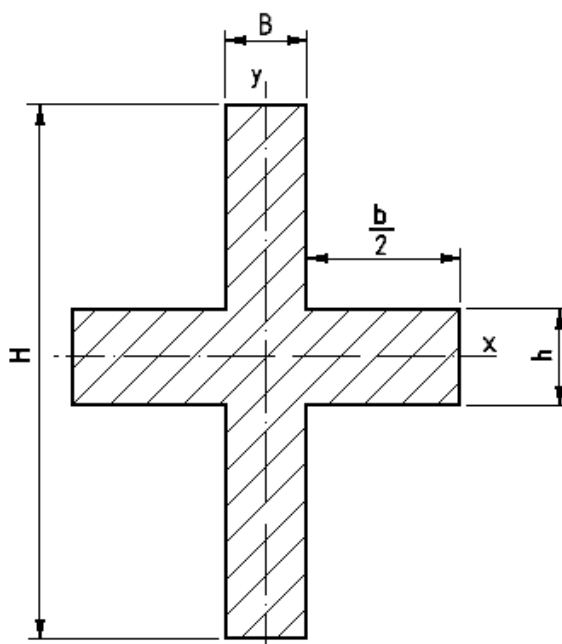
Kontrola táhla v nejslabším místě **vyhovuje**.

5.3 Střední vzpěra

Střední vzpěra je kontrolována na vzpěr. Materiál je ušlechtilá ocel 12 050 s mezí kluzu dle [4] $Re = 400 \text{ MPa}$. Pro zjednodušení výpočtu se uvažuje stejný profil po celé délce vzpěry $L = 830 \text{ mm}$. Délka je dána roztečí mezi čepy B. V tab. 5.1 jsou rozměry profilu.

Tab. 5.1 – Rozměry profilu vzpěry

H = 60 [mm]	B = 10 [mm]	h = 12 [mm]	b = 38 [mm]
-------------	-------------	-------------	-------------



Obr. 5.6 – Profil vzpěry s rozměry

Kvadratický moment průřezu vzpěry:

$$J_x = \frac{B \cdot H^3 + b \cdot h^3}{12} = \frac{10 \cdot 60^3 + 38 \cdot 12^3}{12} = 185\,472 \text{ mm}^4 \quad (5.15)$$

$$J_y = \frac{h \cdot (b + B)^3 + (\frac{H}{2} - \frac{h}{2}) \cdot B^3}{12} \quad (5.16)$$

$$J_y = \frac{12 \cdot (38 + 10)^3 + (\frac{60}{2} - \frac{12}{2}) \cdot 10^3}{12} = 112\,592 \text{ mm}^4 \quad (5.17)$$

Z porovnání vztahů (5.15) a (5.17) je zřejmé, že nejmenší kvadratický moment průřezu vzpěry $J_{min} = J_y$.

Plocha průřezu:

$$S = B \cdot H + b \cdot h = 10 \cdot 60 + 38 \cdot 12 = 1056 \text{ mm}^2 \quad (5.18)$$

Kvadratický poloměr průřezu:

$$i = \sqrt{\frac{J_{min}}{S}} = \sqrt{\frac{112\,592}{1056}} = 10,3 \text{ mm} \quad (5.19)$$

Štíhlost vzpěry:

$$\lambda = \frac{L_{vz}}{i} = \frac{830}{10,3} = 80,6 \quad (5.20)$$

Mezní štíhlost vzpěry:

$$\lambda_M = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{Re \cdot 0,5}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{400 \cdot 0,5}} = 101,8 \quad (5.21)$$

$$\lambda < \lambda_M \quad (5.22)$$

$$80,6 < 101,8$$

Podmínka z (5.22) ukazuje, že se musí provést kontrola na vzpěr v nepružné části materiálu podle Tetmayera.

Kritické napětí:

Materiálové konstanty pro ocel 12 050 jsou $a = 335$, $c = 0,62$ [4].

$$\sigma_{KR} = a - c \cdot \lambda = 335 - 0,62 \cdot 80,6 = 285 \text{ MPa} \quad (5.23)$$

$$\sigma_{KR} \leq Re \quad (5.24)$$

$$285 < 400$$

$$\sigma_{DT} = \frac{F_{vz}}{S} = \frac{131\,315,1}{1056} = 124,4 \text{ MPa} \quad (5.25)$$

Vzpěrná bezpečnost dle Tetmayera:

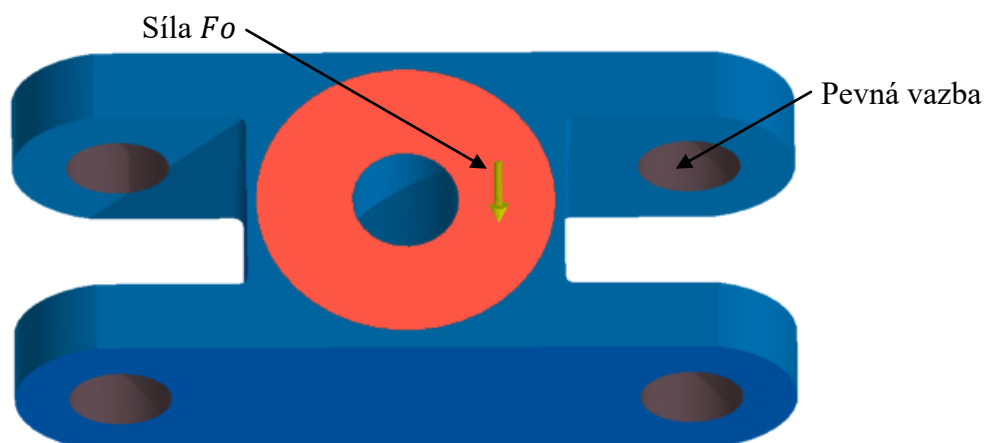
$$k_{TET} = \frac{\sigma_{KR}}{\sigma_{DT}} = \frac{285}{124,4} = 2,3 \quad (5.26)$$

Výsledná bezpečnost je v rozmezí doporučené hodnoty $k = (1,5 \div 2,5)$, kontrola vzpěru podle Tetmayera **vyhovuje**.

5.4 Základna pístu

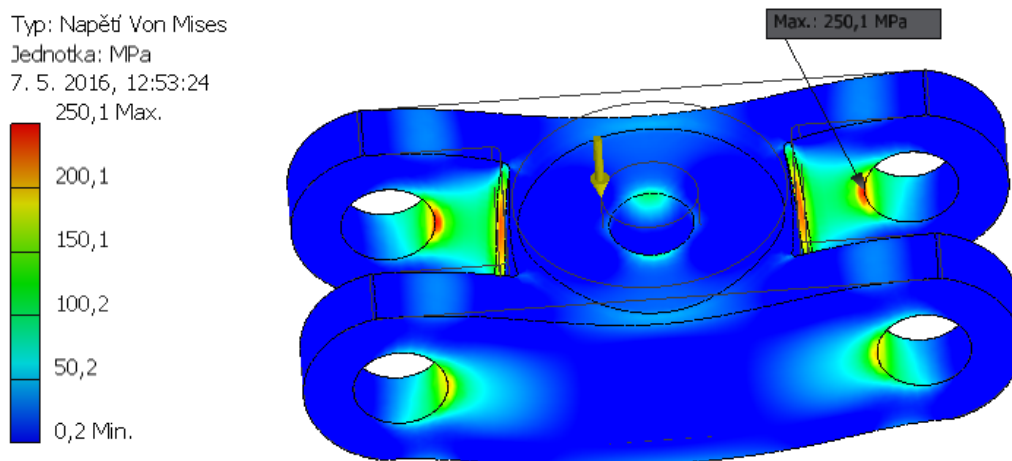
Základna pístu slouží k upevnění hydraulického agregátu a přenáší celkovou sílu F_o na táhla pomocí čepů C. Materiál je ocel 12 061 s mezí kluzu $Re = 440 \text{ MPa}$ [3].

Kontrola základny se provádí pomocí MKP v programu Autodesk Inventor Professional 2015. V místech uložení čepů C je použita pevná vazba a v místě dosedací plochy hydraulického pístu se dosadila síla F_o .



Obr. 5.7 – Zavedení působících sil a vazeb

Výsledek ekvivalentního napětí podle teorie HMM (obr. 5.8)



Obr. 5.8 – Výsledek výpočtového modelu základny

Maximální hodnota ekvivalentního napětí základny je $\sigma_{ZAK} = 250,1 \text{ MPa}$.

Výsledná bezpečnost:

$$k_{ZAK} = \frac{Re}{\sigma_{ZAK}} = \frac{440}{250,1} = 1,8 \quad (5.27)$$

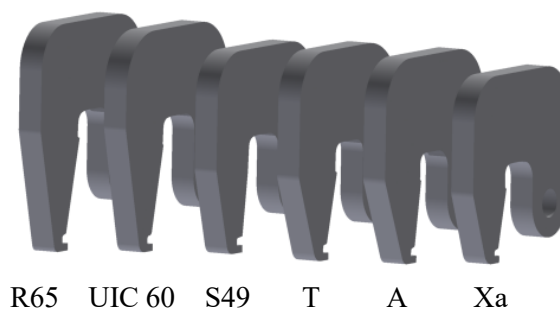
Výsledná bezpečnost základny **vyhovuje** doporučené bezpečnosti $k = (1,5 \div 2,5)$.

5.5 Tažné třmeny

Slouží k zachycení ohýbacího zařízení s kolejnicí. Každý typ ohýbané kolejnice má vlastní třmeny přizpůsobené podle profilu dané kolejnice.

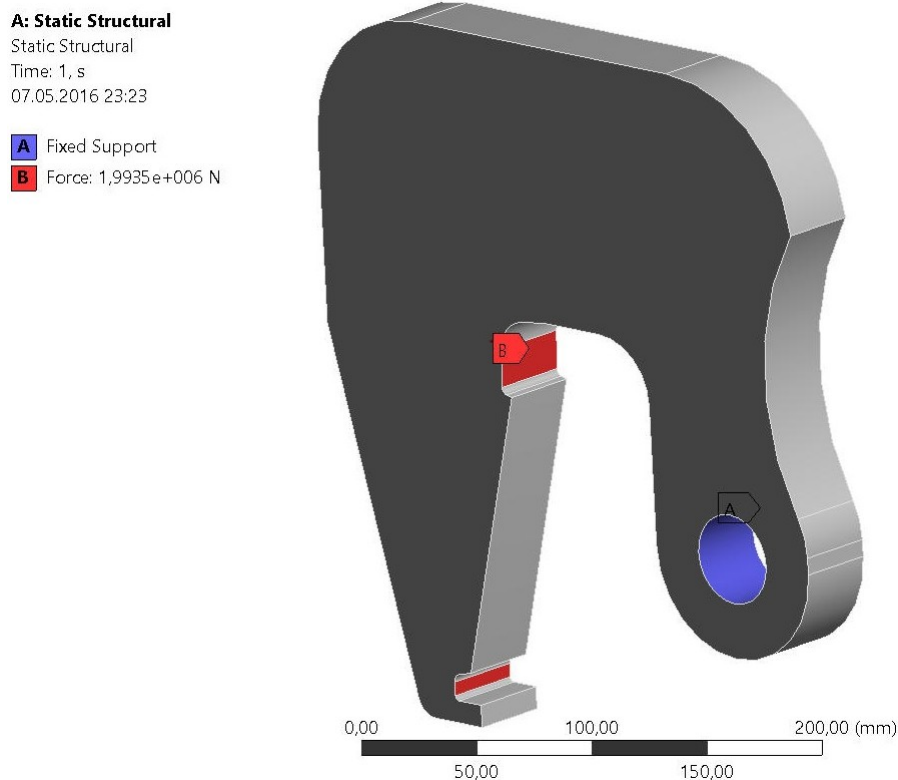
Třmeny jsou nejvíce zatíženy v poloze 2, kdy na každý třmen působí tažná síla F_{tah} . Materiálem je ocel 15 241 s mezí kluzu $Re = 981 \text{ MPa}$ [3]. Pevnostní kontrola se provádí v programu Ansys Workbench 16.

V této podkapitole je znázorněn postup k získání maximálního napětí třmenu R65. Ostatní výsledky z programu Ansys jsou zaznamenány v tab. 5.2.



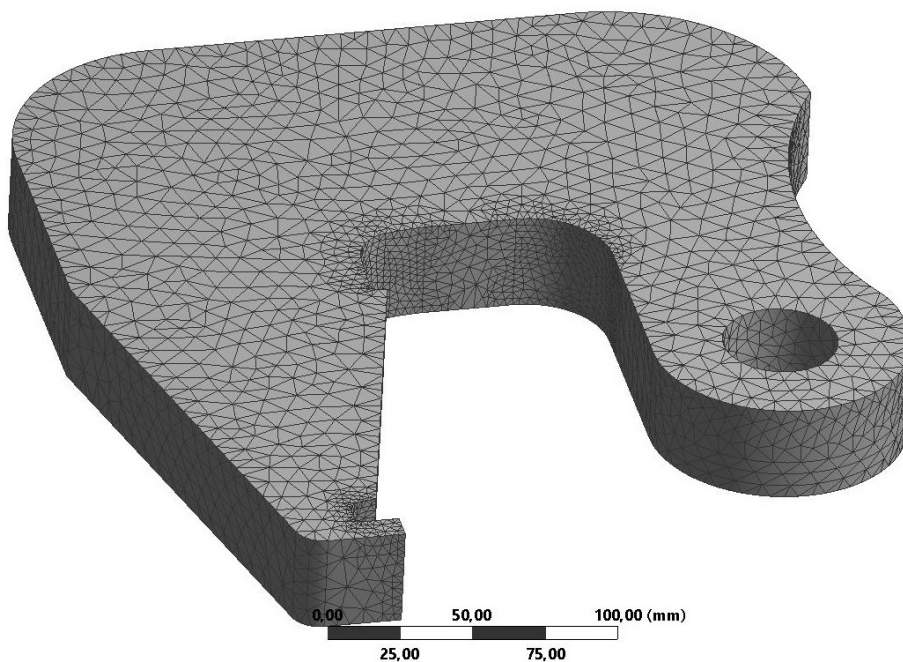
Obr. 5.9 – Přehled tažných třmenů

Součást se kontroluje pomocí MKP softwaru, ve kterém je zadána působící síla F_{tah} do míst dotyku s ohýbanou kolejnicí. Tato síla a plochy jsou znázorněny v obr. 5.10. V místě uložení čepu A označeném modrou barvou (viz obr. 5.10) se používá pevná vazba.



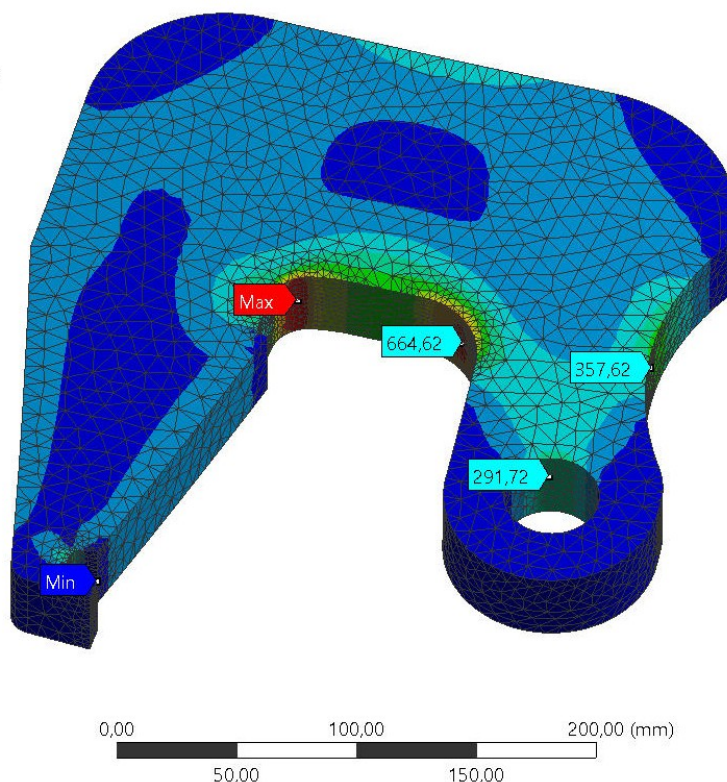
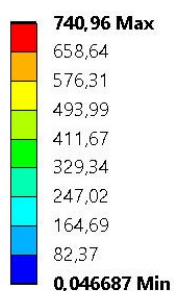
Obr. 5.10 – Zavedení působících sil a vazeb

Zvýšení přesnosti výsledku analýzy se dosáhne zjemněním sítě modelu v oblasti okolo zatížení dané součásti a kritických míst. V obr. 5.11 je znázorněna použitá síť modelu.



Obr. 5.11 – Síť modelu tažného třmenu R65

A: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 07.05.2016 23:25



Obr. 5.12 – Výsledek výpočtového modelu tažného třmenu R65

Maximální hodnota ekvivalentního napětí třmenu R65 je $\sigma_{R65} = 741 \text{ MPa}$.

Výsledná bezpečnost:

$$k_{R65} = \frac{Re}{\sigma_{R65}} = \frac{981}{741} = 1,3 \quad (5.28)$$

Výsledná bezpečnost je dostatečná, třmen R65 **vyhovuje**.

Tab. 5.2 – Výsledky maximálního napětí tažných třmenů

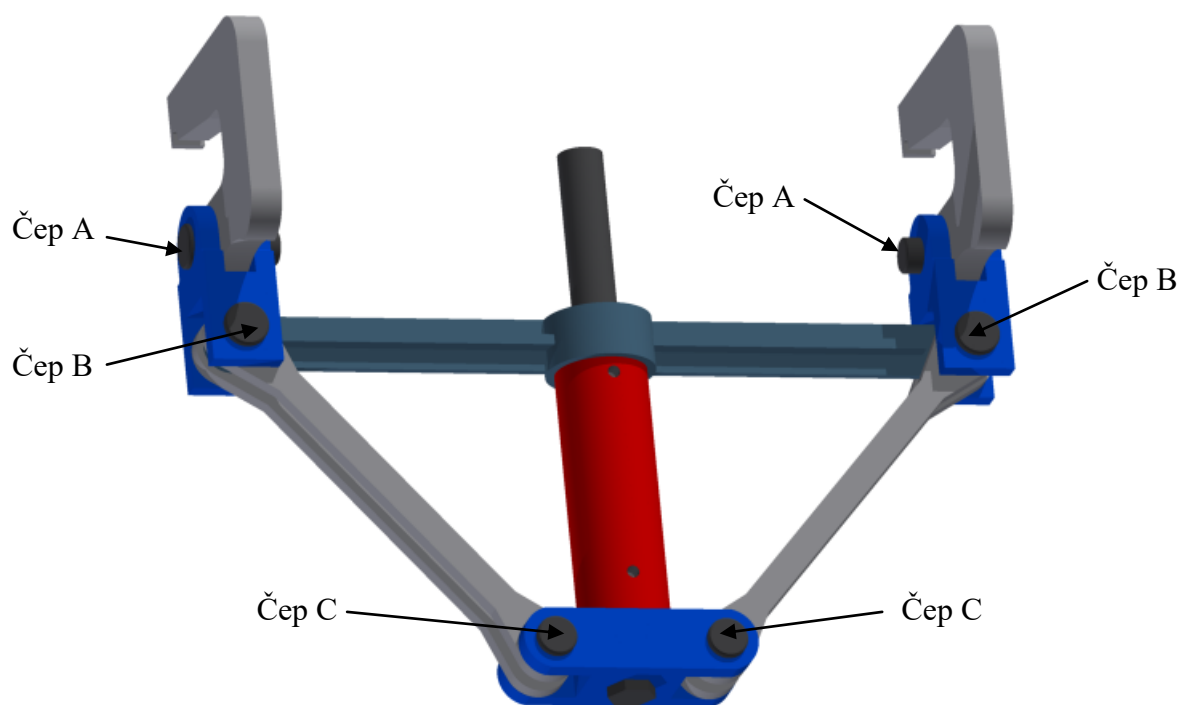
Třmen	R65	UIC 60	S49	T	A	Xa
Napětí [MPa]	740,1	717	732,8	716	709,6	706,7

Největší napětí dle tab. 5.2 má kontrolovaný tažný třmen R65, proto ostatní třmeny také **vyhovují**.

6. Návrh čepů

Čepy se používají k otočnému spojení součástí, které přenáší síly působící kolmo k ose čepu, spojené součásti se přitom mohou vzájemně natáčet kolem osy čepu o malý úhel [1].

Spojení částí konstrukce zajišťuje šest spojovacích čepů. Kontrolují pouze tři čepy z důvodu osové souměrnosti zařízení. Průměr jednotlivých čepů je počítán z namáhání na ohyb. Kontroluje se tlak ve stykové ploše čepu a vidlice resp. čepu a oka. Čepy jsou zajištěny pojistnými závlačkami. Umístění čepů je znázorněno na obr. 6.1.



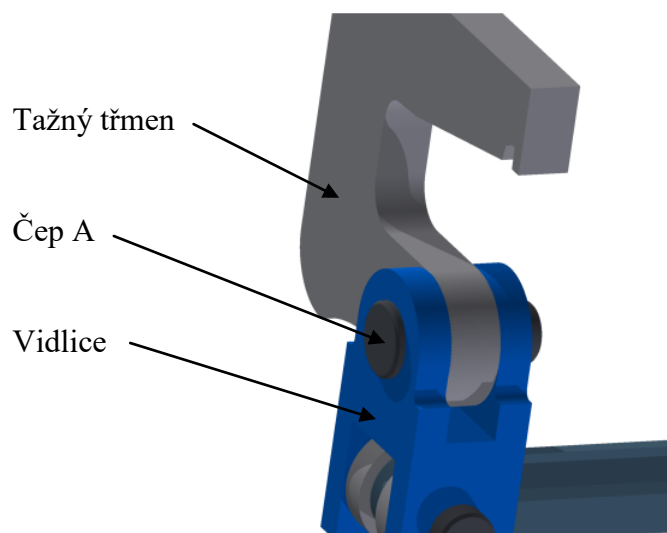
Obr. 6.1 – Schéma umístění čepů

6.1 Výpočet čepu A

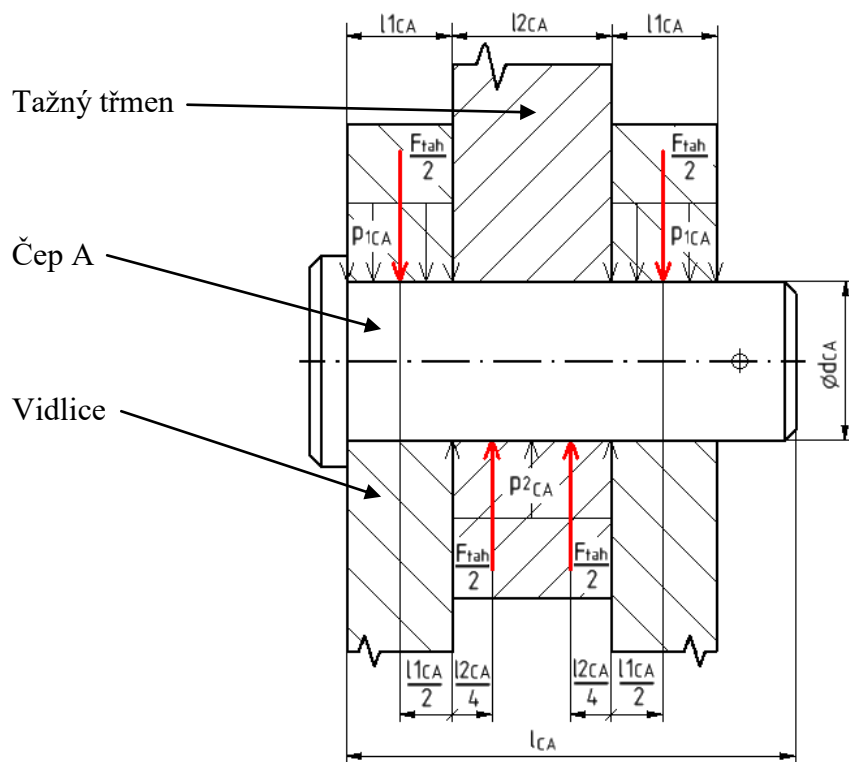
Tažný třmen s vidlicí je spojen pomocí čepu A, který je nejvíce zatížen silou $F_{tah} = 199\,358,1\,N$ v poloze 2. Materiál čepu A je ocel 15 142 s mezí kluzu $Re = 569\,MPa$ [3]. Dovolенý měrný tlak oceli je $p_{DA} = 160\,MPa$ [2], dovolené stříhové napětí $\tau_{DA} = 110\,MPa$ [5].

Tloušťka materiálu vidlice $l_{1CA} = 22,5\,mm$, táhla $l_{2CA} = 35\,mm$.

Na obr. 6.2 a obr. 6.3 je znázorněno uložení a výpočtové schéma čepu A.



Obr. 6.2 – Uložení čepu A



Obr. 6.3 – Výpočtové schéma čepu A

Maximální ohybový moment:

$$M_{oA} = \frac{F_{tah}}{2} \cdot \left(\frac{l_{1CA}}{2} + \frac{l_{2CA}}{4} \right) = \frac{199\,358,1}{2} \cdot \left(\frac{22,5}{2} + \frac{35}{4} \right) = 1\,993\,581\,Nmm \quad (6.1)$$

Určení průměru čepu:

$$\sigma_o = \frac{M_{oA}}{W_{oA}} = \frac{M_{oA} \cdot 32}{\pi \cdot d_{CA}^3} \leq \sigma_{DOV} = \frac{Re}{k_s} \quad (6.2)$$

$$d'_{CA} = \sqrt[3]{\frac{M_{oA} \cdot 32 \cdot k_s}{\pi \cdot Re}} = \sqrt[3]{\frac{1\,993\,581 \cdot 32 \cdot 1,5}{\pi \cdot 569}} = 37,7 \text{ mm} \quad (6.3)$$

Byl zvolen průměr čepu $d_{CA} = 40 \text{ mm}$, délka $l_{CA} = 105 \text{ mm}$.

Kontrola otláčení:

$$p_{1CA} \leq p_{DV} \quad (6.4)$$

$$p_{1CA} = \frac{F_{tah}}{2 \cdot d_{CA} \cdot l_{1CA}} = \frac{199\,358,1}{2 \cdot 40 \cdot 22,5} = 110,8 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} \quad (6.5)$$

$$p_{2CA} \leq p_{DTř} \quad (6.6)$$

$$p_{2CA} = \frac{F_{tah}}{d_{CA} \cdot l_{2CA}} = \frac{199\,358,1}{40 \cdot 35} = 142,4 \text{ MPa} < 150 \text{ MPa} \quad (6.7)$$

Do podmínky (6.4) se dosazuje dovolený tlak materiálu vidlice $p_{DV} = 120 \text{ MPa}$ a do podmínky (6.6) se dosazuje dovolený tlak materiálu třmenu $p_{DTř} = 150 \text{ MPa}$ [2].

Kontrola na otláčení **vyhovuje**.

Kontrola na střih čepu A:

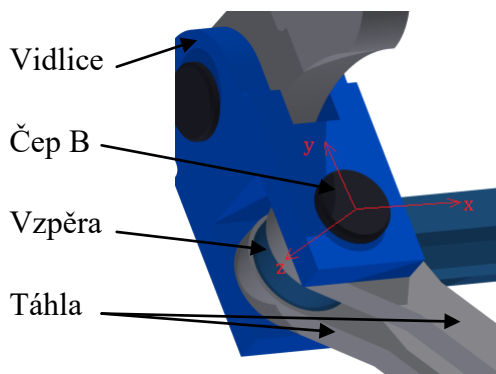
$$\tau_{sA} \leq \tau_{DA} \quad (6.8)$$

$$\tau_{sA} = \frac{F_{tah}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{CA}^2}{4}} = \frac{2 \cdot F_{tah}}{\pi \cdot d_{CA}^2} = \frac{2 \cdot 199\,358,1}{\pi \cdot 40^2} = 79,3 \text{ MPa} < 110 \text{ MPa} \quad (6.9)$$

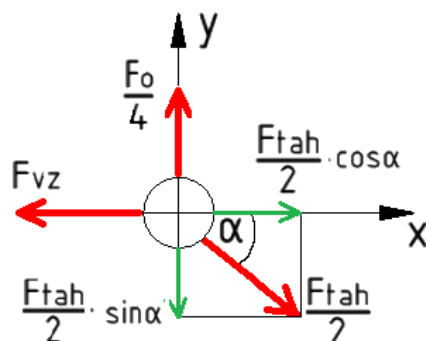
Navržený čep A **vyhovuje** všem podmínkám.

6.2 Výpočet čepu B

Vidlice s táhly a vzpěrou jsou spojeny pomocí čepu B, který se kontroluje ve dvou polohách zařízení. Materiál čepu B je ocel 15 241 s mezí kluzu $Re = 981 \text{ MPa}$ [3]. Dovolенý tlak oceli $p_{DB} = 190 \text{ MPa}$, dovolené střižové napětí $\tau_{DB} = 160 \text{ MPa}$ [2].

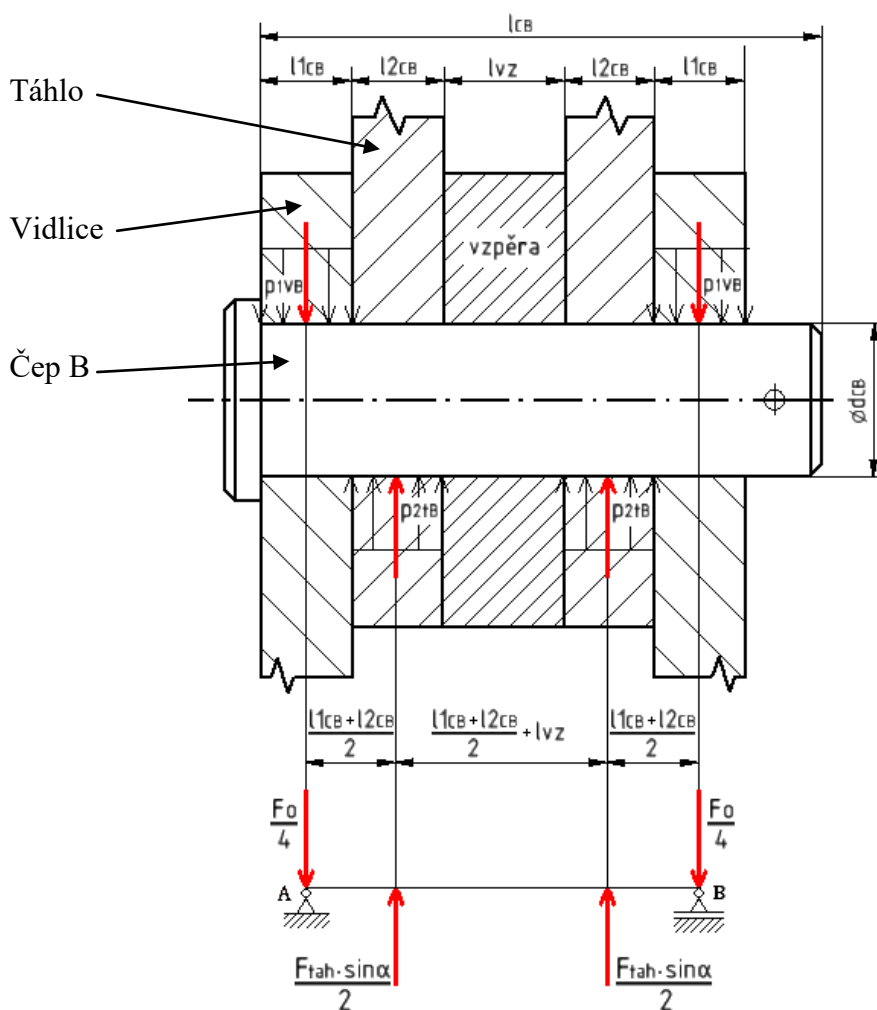


Obr. 6.4 – Čep B



Obr. 6.5 – Síly působící na čep B v poloze 1

Maximální ohybový moment v poloze 1 v rovině y – z:



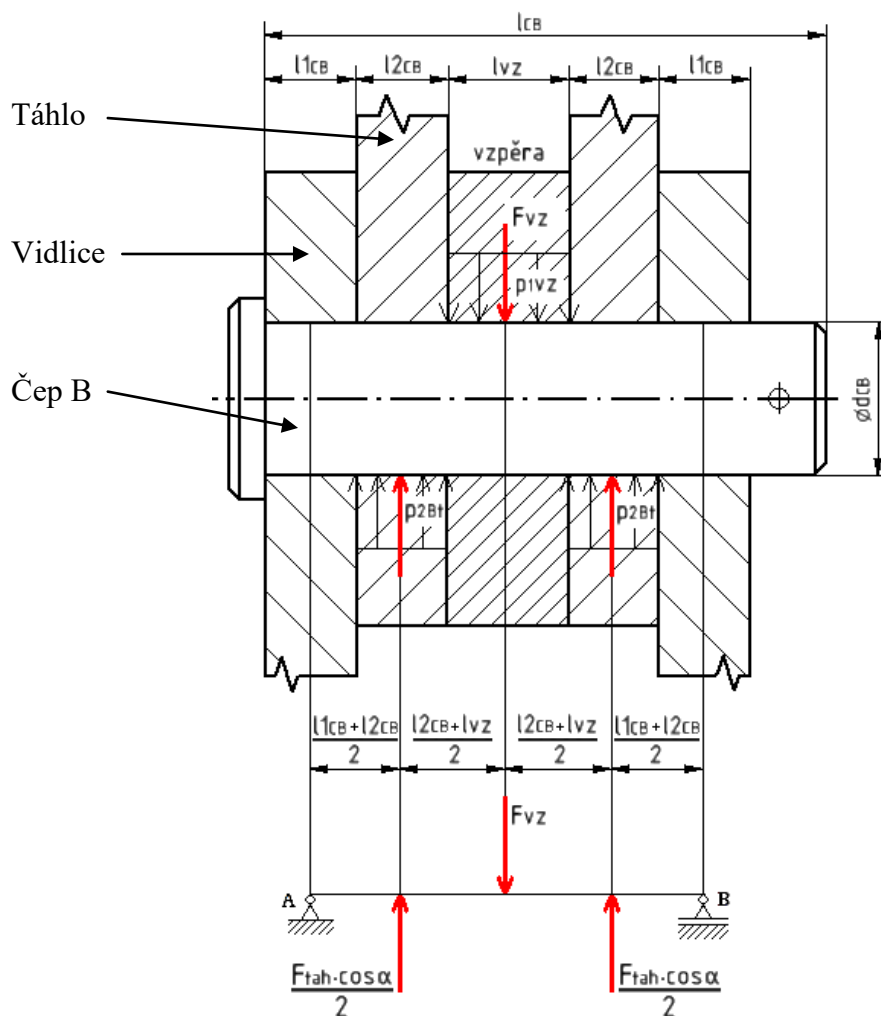
Obr. 6.6 – Výpočtové schéma čepu B v poloze 1

Tloušťka materiálu vidlice $l_{1CB} = 22 \text{ mm}$, táhla $l_{2CB} = 20 \text{ mm}$ a vzpěry $l_{VZ} = 25 \text{ mm}$.

$$M_{Ay} = -\frac{F_{tah}}{2} \cdot \sin \alpha \cdot \frac{l_{1CB} + l_{2CB}}{2} \quad (6.10)$$

$$M_{Ay} = -\frac{199\,358,1}{2} \cdot \sin 48,8^\circ \cdot \frac{22 + 20}{2} = -1\,575\,000,1 \text{ Nmm} \quad (6.11)$$

Maximální ohybový moment v poloze 1 v rovině x – z:



Obr. 6.7 – Výpočtové schéma čepu B

$$M_{Ax} = -\frac{F_{tah}}{2} \cdot \cos \alpha \cdot \frac{l_{1CB} + l_{2CB}}{2} + F_{vz} \cdot \left(\frac{l_{1CB} + l_{VZ}}{2} + l_{2CB} \right) \quad (6.12)$$

$$M_{Ax} = -\frac{199\,358,1}{2} \cdot \cos 48,8^\circ \cdot \frac{22 + 20}{2} + 131\,315,1 \cdot \left(\frac{22 + 25}{2} + 20 \right) \quad (6.13)$$

$$M_{Ax} = 4\,333\,398,5 \text{ Nmm} \quad (6.14)$$

Maximální ohybový moment v poloze 1:

$$M_{oB1} = \sqrt{M_{Ay}^2 + M_{Ax}^2} \quad (6.15)$$

$$M_{oB1} = \sqrt{(-1\,575\,000,1)^2 + 4\,333\,398,5^2} = 4\,610\,744,8 \text{ Nmm} \quad (6.16)$$

Určení průměru čepu:

$$\sigma_o = \frac{M_{oB1}}{W_{oB}} = \frac{M_{oB1} \cdot 32}{\pi \cdot d_{CB}^3} \leq \sigma_{DOV} = \frac{Re}{k_s} \quad (6.17)$$

$$d'_{CB} = \sqrt[3]{\frac{M_{oB} \cdot 32 \cdot k_s}{\pi \cdot Re}} = \sqrt[3]{\frac{4\,610\,744,8 \cdot 32 \cdot 1,3}{\pi \cdot 981}} = 39,6 \text{ mm} \quad (6.18)$$

Byl zvolen průměr čepu $d_{CB} = 40 \text{ mm}$, délka $l_{CB} = 135 \text{ mm}$.

Kontrola otláčení v rovině y – z:

$$p_{1VB} \leq p_{DV} \quad (6.19)$$

$$p_{1VB} = \frac{\frac{F_o}{2}}{2 \cdot d_{CB} \cdot l_{1CB}} = \frac{\frac{300\,000}{2}}{2 \cdot 40 \cdot 22} = 85,2 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} \quad (6.20)$$

$$p_{2TB} \leq p_{DT} \quad (6.21)$$

$$p_{2TB} = \frac{F_{tah} \cdot \sin \alpha}{2 \cdot d_{CB} \cdot l_{2CB}} = \frac{199\,358,1 \cdot \sin 48,8^\circ}{2 \cdot 40 \cdot 20} = 93,8 \text{ MPa} < 150 \text{ MPa} \quad (6.22)$$

Do podmínky (6.19) se dosazuje dovolený tlak materiálu vidlice $p_{DV} = 120 \text{ MPa}$ a do podmínky (6.21) se dosazuje dovolený tlak materiálu táhla $p_{DT} = 150 \text{ MPa}$ [2].

Kontrola na otláčení v rovině y – z **vyhovuje**.

Kontrola na střih v rovině y – z:

Kontrola na střih se počítá pro každou sílu zvlášť v obou rovinách.

$$\tau_{1y-z} \leq \tau_{DB} \quad (6.23)$$

$$\tau_{1y-z} = \frac{\frac{Fo}{2}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{CB}^2}{4}} = \frac{2 \cdot \frac{Fo}{2}}{\pi \cdot d_{CB}^2} = \frac{300\,000}{\pi \cdot 40^2} = 59,7 MPa < 100 MPa \quad (6.24)$$

$$\tau_{2y-z} \leq \tau_{DB} \quad (6.25)$$

$$\tau_{2y-z} = \frac{F_{tah} \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{CB}^2}{4}} = \frac{2 \cdot 199\,358,1 \cdot \sin 48,8^\circ}{\pi \cdot 40^2} = 59,7 MPa < 100 MPa \quad (6.26)$$

Kontrola na stříh v rovině y – z **vyhovuje**.

Kontrola otláčení v rovině x – z:

$$p_{1VZ} \leq p_{DVZ} \quad (6.27)$$

$$p_{1VZ} = \frac{F_{vz}}{d_{CB} \cdot l_{VZ}} = \frac{131\,315,1}{40 \cdot 25} = 131,3 MPa < 140 MPa \quad (6.28)$$

$$p_{2BT} \leq p_{DT} \quad (6.29)$$

$$p_{2BT} = \frac{F_{tah} \cdot \cos \alpha}{2 \cdot d_{CB} \cdot l_{2CB}} = \frac{199\,358,1 \cdot \sin 48,8^\circ}{2 \cdot 40 \cdot 20} = 93,8 MPa < 150 MPa \quad (6.30)$$

Do podmínky (6.27) se dosazuje dovolený tlak materiálu vzpěry $p_{DVZ} = 140 MPa$ a do podmínky (6.29) se dosazuje dovolený tlak materiálu táhla $p_{DT} = 150 MPa$ [2].

Kontrola na stříh v rovině x – z:

$$\tau_{1x-z} \leq \tau_{DB} \quad (6.31)$$

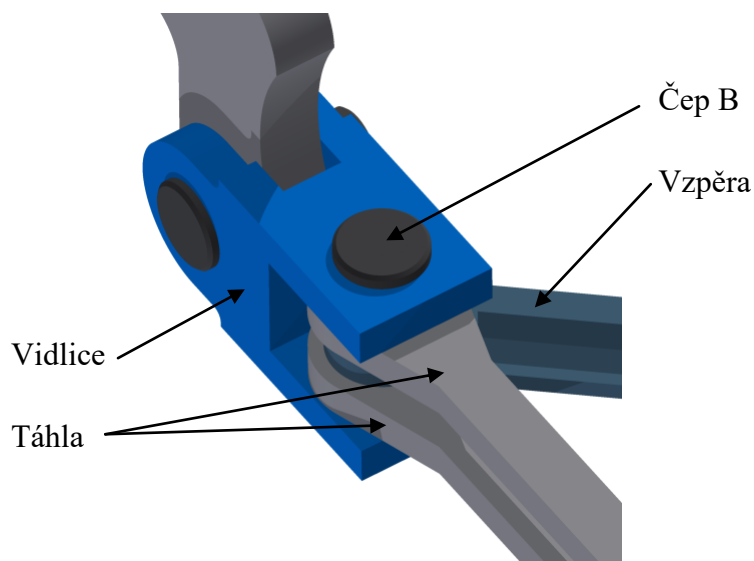
$$\tau_{1x-z} = \frac{F_{vz}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{CB}^2}{4}} = \frac{2 \cdot 131\,315,1}{\pi \cdot 40^2} = 52,2 MPa < 100 MPa \quad (6.32)$$

$$\tau_{2x-z} \leq \tau_{DB} \quad (6.33)$$

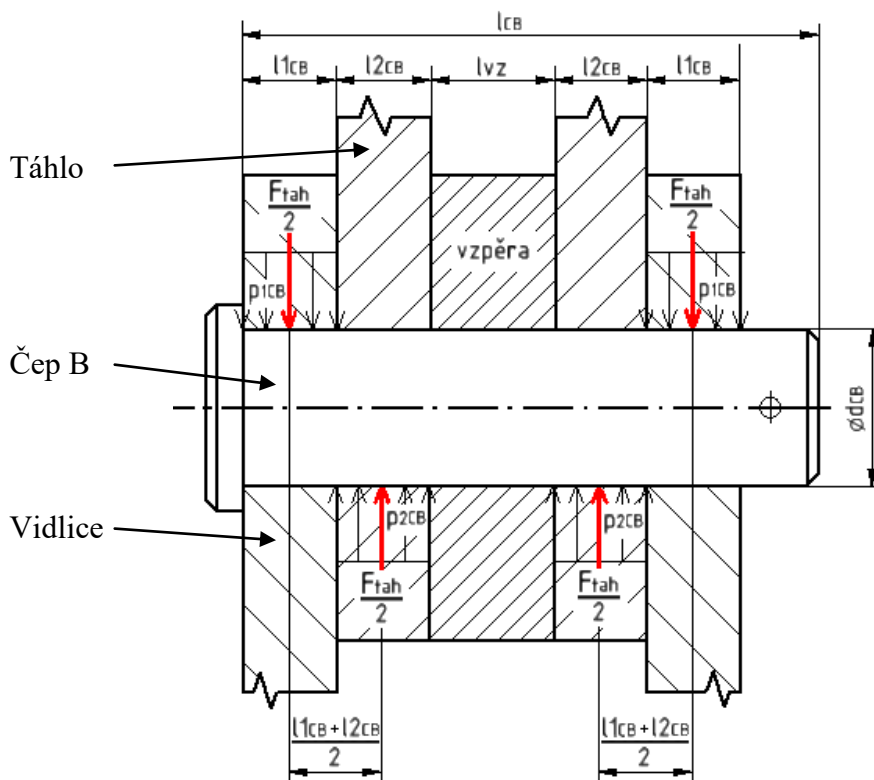
$$\tau_{2x-z} = \frac{F_{tah} \cdot \cos \alpha}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{CB}^2}{4}} = \frac{2 \cdot 199\,315,1}{\pi \cdot 40^2} = 79,3 MPa < 100 MPa \quad (6.34)$$

Kontrola na stříh v rovině x – z **vyhovuje**.

Zatížení čepu B v poloze 2 je pouze tahovou silou F_{tah} . Na obr. 6.9 je znázorněno výpočtové schéma pro danou situaci.



Obr. 6.8 – Uložení čepu B v poloze 2



Obr. 6.9 – Výpočtové schéma čepu B v poloze 2

Maximální ohybový moment v poloze 2

$$M_{oB2} = \frac{F_{tah}}{2} \cdot \left(\frac{l_{1CB} + l_{2CB}}{2} \right) = \frac{199\,358,1}{2} \cdot \left(\frac{22 + 20}{2} \right) = 2\,093\,260 \text{ Nmm} \quad (6.35)$$

Určení průměru čepu:

$$\sigma_o = \frac{M_{oB2}}{W_{oB}} = \frac{M_{oB2} \cdot 32}{\pi \cdot d_{CB}^3} \leq \sigma_{DOV} = \frac{Re}{k_s} \quad (6.36)$$

$$d'_{CB} = \sqrt[3]{\frac{M_{oB2} \cdot 32 \cdot k_s}{\pi \cdot Re}} = \sqrt[3]{\frac{2\,093\,260 \cdot 32 \cdot 1,3}{\pi \cdot 981}} = 30,5 \text{ mm} \quad (6.37)$$

Zvolený průměr čepu $d_{CB} = 40 \text{ mm}$ ze vzorce (6.18) **vyhovuje**.

Kontrola otlačení:

$$p_{1CB} \leq p_{DV} \quad (6.38)$$

$$p_{1CB} = \frac{F_{tah}}{2 \cdot d_{CB} \cdot l_{1CB}} = \frac{199\,358,1}{2 \cdot 40 \cdot 22} = 113,3 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} \quad (6.39)$$

$$p_{2CB} \leq p_{DT} \quad (6.40)$$

$$p_{2CB} = \frac{F_{tah}}{2 \cdot d_{CB} \cdot l_{2CB}} = \frac{199\,358,1}{2 \cdot 40 \cdot 20} = 124,6 \text{ MPa} < 150 \text{ MPa} \quad (6.41)$$

Do podmínky (6.38) se dosazuje dovolený tlak materiálu vidlice $p_{DV} = 120 \text{ MPa}$ a do podmínky (6.40) se dosazuje dovolený tlak materiálu táhla $p_{DT} = 150 \text{ MPa}$ [2].

Kontrola na otlačení **vyhovuje**.

Kontrola na střih:

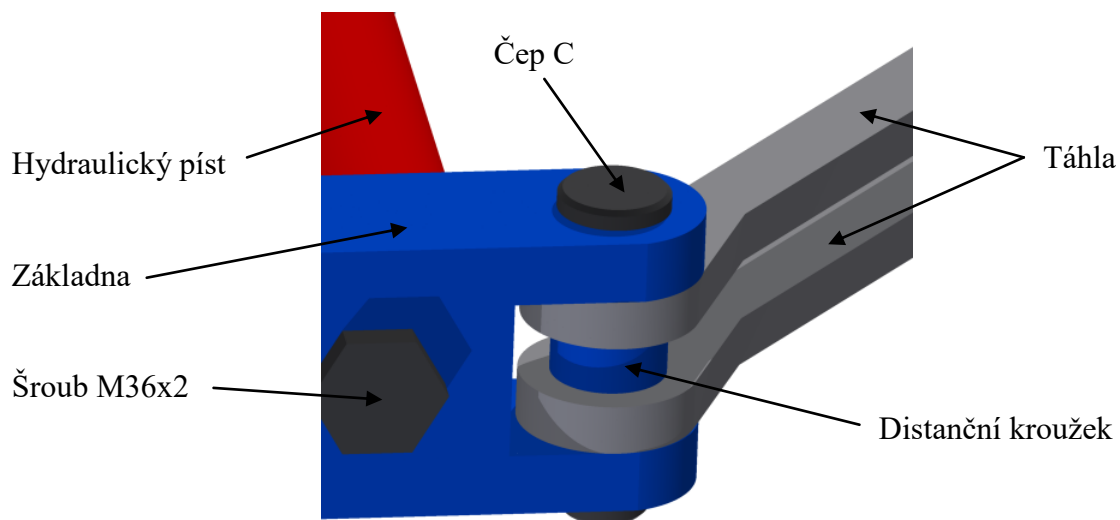
$$\tau_{sB} \leq \tau_{DB} \quad (6.42)$$

$$\tau_{sB} = \frac{F_{tah}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{CB}^2}{4}} = \frac{2 \cdot 199\,358,1}{\pi \cdot 40^2} = 79,3 \text{ MPa} < 160 \text{ MPa} \quad (6.43)$$

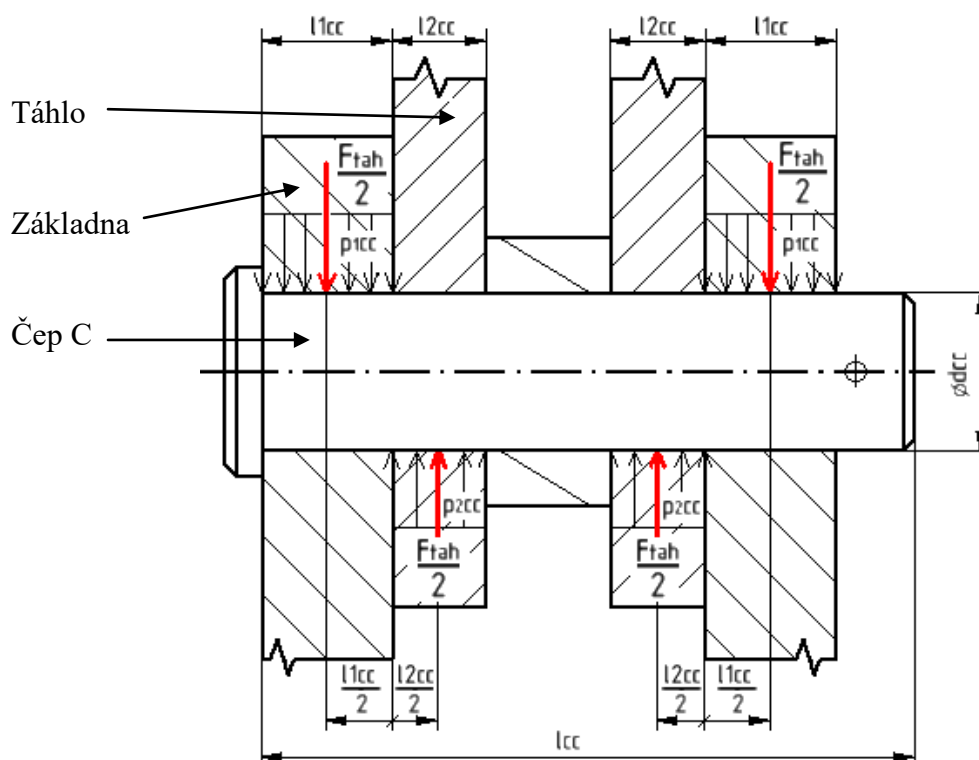
Navržený čep B **vyhovuje** všem podmínkám v obou polohách.

6.3 Výpočet čepu C

Táhla jsou spojena se základnou pomocí čepu C, který je zatížen silou F_{tah} . Materiál čepu C je ocel 15 142 s mezí kluzu $Re = 569 \text{ MPa}$ [3]. Dovolený měrný tlak oceli je $p_{DA} = 160 \text{ MPa}$ a dovolené stříhové napětí $\tau_{DC} = 110 \text{ MPa}$ [2].



Obr. 6.10 – Uložení čepu C



Obr. 6.11 – Výpočtové schéma čepu C

Tloušťka materiálu základny $l_{1CC} = 25 \text{ mm}$, táhla $l_{2CC} = 20 \text{ mm}$.

Maximální ohybový moment:

$$M_{oC} = \frac{F_{tah}}{2} \cdot \left(\frac{l_{1CC}}{2} + \frac{l_{2CC}}{2} \right) = \frac{199\,358,1}{2} \cdot \left(\frac{25}{2} + \frac{20}{2} \right) = 2\,242\,778,6 \text{ Nmm} \quad (6.44)$$

Určení průměru čepu:

$$\sigma_o = \frac{M_{oC}}{W_{oC}} = \frac{M_{oC} \cdot 32}{\pi \cdot d_{CC}^3} \leq \sigma_{DOV} = \frac{Re}{k_s} \quad (6.45)$$

$$d'_{CC} = \sqrt[3]{\frac{M_{oCC} \cdot 32 \cdot k_s}{\pi \cdot Re}} = \sqrt[3]{\frac{1\,687\,500 \cdot 32 \cdot 1,5}{\pi \cdot 569}} = 39,2 \text{ mm} \quad (6.46)$$

Byl zvolen průměr čepu $d_{CC} = 40 \text{ mm}$, délka $l_{CC} = 140 \text{ mm}$

Kontrola otláčení:

$$p_{1CC} \leq p_{DZ} \quad (6.47)$$

$$p_{1CC} = \frac{F_{tah}}{2 \cdot d_{CC} \cdot l_{1CC}} = \frac{199\,358,1}{2 \cdot 40 \cdot 25} = 99,7 \text{ MPa} < 150 \text{ MPa} \quad (6.48)$$

$$p_{2CC} \leq p_{DT} \quad (6.49)$$

$$p_{2CC} = \frac{F_{tah}}{2 \cdot d_{CC} \cdot l_{2CC}} = \frac{199\,358,1}{2 \cdot 40 \cdot 20} = 124,6 \text{ MPa} < 150 \text{ MPa} \quad (6.50)$$

Do podmínky (6.47) se dosazuje dovořený tlak materiálu základny $p_{DZ} = 150 \text{ MPa}$ a do podmínky (6.49) se dosazuje dovořený tlak materiálu táhla $p_{DT} = 150 \text{ MPa}$ [2].

Kontrola na otláčení **vyhovuje**.

Kontrola na střih čepu C:

$$\tau_{sc} \leq \tau_{DC} \quad (6.51)$$

$$\tau_{sc} = \frac{F_{tah}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{CC}^2}{4}} = \frac{2 \cdot 199\,358,1}{\pi \cdot 40^2} = 79,3 \text{ MPa} < 110 \text{ MPa} \quad (6.52)$$

Navržený čep C **vyhovuje** všem podmínkám.

7. Závěr

Cílem bakalářské práce je návrh zařízení k ohýbání kolejnic do oblouků důlních a povrchových tratí.

Začátek práce se zabývá tvarem a materiály, ze kterých se kolejnice vyrábějí. Každý typ kolejnice má vlastní navržené tažné třmeny, které jsou spojeny se zařízením spojovacími čepy. Běžnou kolejnicovou ocelí je ocel R260 s mezí kluzu $Re = 700 \text{ MPa}$.

Konstrukční návrh se skládá ze základny pístu, hydraulického agregátu, táhel, vidlic, výměnných tažných třmenů a spojovacích čepů zajištěných závlačkami. Zařízení pracuje ve dvou polohách. První poloha je při začátku ohýbání, kdy kolejnice je ještě rovná. V průběhu ohýbání se tažné třmeny natáčejí do stran tak, aby dosedací plochy třmenu byly stále v kontaktu s kolejnicí až do druhé polohy. Maximální rozměry ohýbačky jsou se třmeny R65. Délka zařízení je 1315 mm, šířka 747 mm a výška 315 mm.

Při výpočtu potřebné ohýbací síly se dosazuje modul průřezu kolejnice R65, protože má nejvyšší hodnotu ze zadaných kolejnic. Potřebná síla k ohnutí této kolejnice se zavedenou bezpečností $n = 1,15$ zahrnující vliv tlakových ztrát a homogenitu materiálu v celém jejím objemu je $F_0 = 294\,067,4 \text{ N}$. Pro ohýbací zařízení jsem zvolil dvojčinný hydraulický válec YH-30/200 firmy Techlan s tlačnou silou $F_0 = 300 \text{ kN}$.

Vidlice s táhly se kontrolují v druhé poloze, kdy přenášejí největší sílu. Vzpěra kontrolovaná na vzpěr podle Tetmayera vyhovuje s bezpečností $k_{\text{TET}} = 2,3$. Základna pístu je kontrolována pomocí MKP v programu Inventor. Výsledná bezpečnost základny je 1,8 vyhovující doporučené hodnotě $k = (1,5 \div 2,5)$. Tažné třmeny kontrolované v programu Ansys Workbench jsou vyhovující. Nejvíce zatížené třmeny R65 vyšly s bezpečností 1,3. Výslednou bezpečnost třmenů považuji za dostatečnou z důvodu zjemněné sítě v kritických místech a přesnosti programu Ansys.

Poslední část výpočtů se zabývá návrhem a kontrolou spojovacích čepů. Kontrola navržených čepů A a C se provádí v druhé poloze, kdy jsou čepy nejvíce zatíženy. Čep B se kontroluje v obou polohách. Všechny čepy mají stejný průměr 40 mm a vyhovují všem bezpečnostním podmínkám. Hmotnost zařízení závisí na připojených třmenech. Celková hmotnost nepřesahuje hodnotu ze zadání. Jednotlivé hmotnosti jsou v sestavném výkrese.

Bakalářská práce splnila všechny podmínky firmy Koexpro.

8. Literatura

- [1] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů*. Ostrava: Montanex, 2000. ISBN 80-7225-018-3.
- [2] HAVLÍK, Jiří. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. [cit. 2016-01-26]. Skripta VŠB TU Ostrava FS – kat. Části a mechanismy strojů.
- [3] KŘÍŽ, Rudolf a Josef TRČKA. *Tabulky materiálů pro strojírenství*. Ostrava: Montanex, 1999. ISBN 80-85780-92-5.
- [4] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [5] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS, HARTL, Martin a Miloš VLK (eds.). *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [6] ČSN EN 13674-1: *Železniční aplikace - kolej - kolejnice - Část 1: Vignolovy železniční kolejnice o hmotnosti 46kg/m a větší*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011. Třídící znak 73 6361.
- [7] ČSN EN 13674-2+A1: *Železniční aplikace - kolej - kolejnice - Část 2: Kolejnice pro výhybky a výhybkové konstrukce používané s Vignolovými železničními kolejnicemi o hmotnosti 46kg/m a větší*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011. Třídící znak 73 6361.
- [8] ARIZONA AND PACIFIC RR: *Arizona and Pacific project 2008* [online]. [cit. 2014-01-19]. Dostupné z: <http://www.arizonaandpacificrr.com/projects/2008.html>
- [9] COMINVEST: *Hydraulická ohýbačka kolejnic PR 3560* [online]. [cit. 2016-01-26]. Dostupné z: <http://www.cominvest.cz/produkty/kolejova-mechanizace/ohybani-kolejnic/hydraulicka-ohybacka-kolejnic/hydraulicka-ohybacka-kolejnic-pr-3560-s70258026>
- [10] CHELYABINSK ALL BIZ: *Ohýbačka kolejnic šroubová* [online]. [cit. 2016-01-23]. Dostupné z: <http://chelyabinsk.all.biz/cs/naradi-tratove-ohybacka-kolejnic-sroubova-g654361#.Vpo2OPnhDIU>
- [11] KEY SOURCE RAIL: *Vertical rail joint bender* [online]. [cit. 2016-01-23]. Dostupné z: <http://www.keysourcerail.com.au/ja-vertical-rail-joint-bender/>

- [12] OTTO PLÁŠEK: *Konstrukce železničního svršku* [online]. [cit. 2016-02-13]. Dostupné z: <http://public.rfx.cz/Lienert/Kolejnice.pdf>
- [13] RRTOOLSNSOLUTIONS: *Mine rail benders* [online]. [cit. 2016-01-23]. Dostupné z: <http://www.rrtoolsnsolutions.com/mining/MineRailBenders.asp>
- [14] TECHLAN: *Vázací prostředky, zvedací a manipulační technika* [online]. [cit. 2016-01-23]. Dostupné z: <http://www.techlan.cz/index.php?oid=3962875>
- [15] VOEST ALPINE: *Profile programme, Section programme* [online]. [cit. 2016-01-23]. Dostupné z: http://www.zits.pwr.wroc.pl/makuch/VA-katalog_szyn.pdf
- [16] WESTERN SAFETY: *Rail benders and track repair equipment* [online]. [cit. 2016-01-23]. Dostupné z: <http://www.westernsafety.com/products/aldon/aldonpage3.html>

9. Přílohy

Příloha A

Parametry kolejnice R65

Sestavný výkres ohýbačky kolejnic

VIT0082

Výrobní výkres tažného třmenu R65

VIT0082-01

Výrobní výkres táhla

VIT0082-02

Kompletní bakalářská práce je uložena v elektronické podobě na CD mediu.